

## Exhibit D

## ダイアフラム型電空圧力変換器空気圧回路の特性

埼玉大学 ※ 荒木 献次

陳 乃克

植谷 達彦

Characteristics of the Pneumatic Circuit of a Diaphragm Type Pneumatic Pressure Control Valve

※Kenji ARAKI.\*

Naikē CHEN\*

Tatsuhiko UEDANI\*

This paper describes the experimental analyses of the pressure versus flow rate characteristics of a diaphragm type pneumatic pressure control proportional valve. The effects of the valve springs, the effective area of the diaphragm and the flow force on the characteristics are analyzed and tested. Both results are compared with each other. It is cleared from experiments that the main reason of the pressure decrease of the valve characteristics is the change of the effective diaphragm area according to the displacement of the supply valve. The flow force may affect a little on the characteristics when the valve setting pressure is low. When the shape of the diaphragm was changed, the experimental results showed the change of effective area is improved obviously, and the pressure versus flow rate characteristics is improved a little.

---

\* Dept. of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering Saitama University.  
255 Shimo-okubo, Urawa, Saitama, Japan, 338.

## 1. はしがき

力平衡型ノズルフラップ式電空圧力変換器（圧力制御弁）の静特性において能動的なフィードバック制御をせずに、直線性を備えていることを明らかにしている<sup>1)</sup>。また、ダイアフラムを用いる圧力制御弁の圧力・流量特性に影響を及ぼす因子として、主弁を流れる流体が主弁に及ぼす流体力、ディスクを支えている2本のばね、ダイアフラムの特性などが考えられる。流体力については、出力圧が低いとき、その影響を無視できないことがあることを既に報告した<sup>2)</sup>。ダイアフラムの特性については、ダイアフラムが変位するとその有効受圧面積が変化し、非線形ばねの作用を生じ、これが弁圧力・流量特性に大きな影響を及ぼすことを理論解析で明らかにした。<sup>3), 4)</sup>。

ここでは、その流体力に関する実験結果、ダイアフラムの有効受圧面積の変化に関する実験結果と、深形ダイアフラム（いわゆるベロフラム）を用いた場合の実験結果、それらを用いた場合の圧力・流量特性の理論ならびに実験結果及び両者の比較について述べる。

## 2. 記号

（物理定数以外の数値はここで用いる変換器の標準値）

$A_{pn}$	: 上側ダイアフラムの有効面積	[ $\text{m}^2$ ]
$A_{po}$	: 下側ダイアフラムの有効面積	[ $\text{m}^2$ ]
$A_s$	: 主弁受圧面積 $= D_s^2 \cdot \pi / 4$	[ $\text{m}^2$ ]
$A_{sv}$	: 主弁開口断面積	[ $\text{m}^2$ ]
$A_v$	: $= A_{po} + A_e$	[ $\text{m}^2$ ]
$D_n$	: ノズル孔径	[m]
$D_o$	: 固定オリフィス孔径	[m]
$D_s$	: 主弁の孔径	[m]
$f_f$	: 主弁に及ぼす流体力	[N]
$f_s$	: 主弁に作用する $z$ の正の向きの力	[N]
$K_n$	: ディスクばねの定数 $= 1013.3$	[N/m]
$K_s$	: 主弁ばねのばね定数 $= 463.6$	[N/m]
$M_v$	: 主弁とディスク質量の和 $= 0.038$	[kg]
$p_e$	: 大気圧 $= 101.3$	[kPa]
$\rho_e$	: 大気の密度 $= 1.205$	[ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

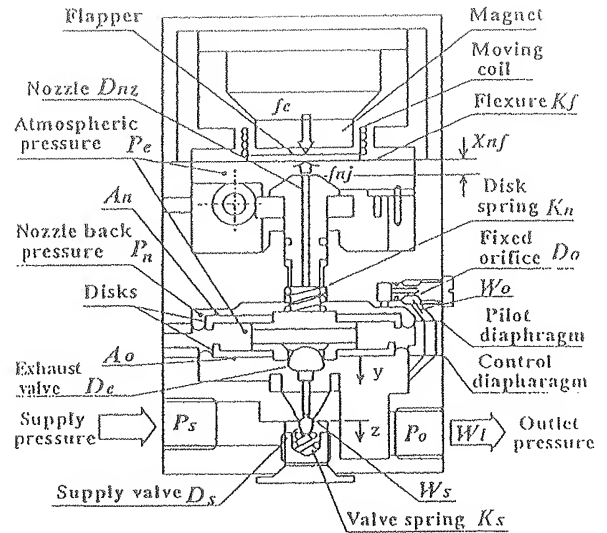


Fig. 1 Diaphragm type pneumatic pressure control valve

$p_o, p_{o0}$	: 出力圧力とその初期値	[kPa]
$p_n, p_{n0}$	: ノズル背圧とその初期値	[kPa]
$p_s$	: 供給圧 $= 601.3$	[kPa]
$r_{pn}$	: ノズル背圧室側ダイアフラム有効半径	[m]
$r_{po}$	: 出力圧室側のダイアフラム有効半径	[m]
$y, y_0$	: ディスク変位とその初期変位	[m]
$z, z_0$	: 主弁の変位とその初期変位	[m]
$\kappa$	: 空気の比熱比 $= 1.4$	

圧力については、ゲージ圧を用いるときは単位にGを付記した。

## 3. 圧力・流量特性の理論解析

この圧力制御弁の主弁、排気弁、固定オリフィス、ノズルを通過する質量流量は式(1)で計算できる。

$$W = \begin{cases} C A \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1}} \frac{\rho_u}{\rho_d} \sqrt{\left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} & (1 \geq p_d/p_u > 0.5283) \\ C A \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1}} \frac{\rho_u}{\rho_d} \sqrt{\frac{\kappa-1}{\kappa+1} \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{2}{\kappa-1}}} & (0.5283 \geq p_d/p_u > 0) \end{cases} \quad (1)$$

ここで、 $C$  と  $A$  はそれぞれ絞りの流量係数と開孔面積（流路の最小断面積）である。圧力  $p$  と空気密度  $\rho$  の添字  $u$  及び  $d$  は各絞りの上流側及び下流側を表

す。圧力・流量特性を解析するとき、各部を通過する質量流量は主弁、固定オリフィス及びノズルなどに対してそれぞれ

$$W_s = W_s(p_s, p_o, A_{sv}), A_{sv} = A_{sv}(z, D_s) \quad (2)$$

$$W_o = W_o(p_o, p_n, A_{oi}) \quad (3)$$

$$W_n = W_n(p_n, p_e, A_{ni}) \quad (4)$$

$$W_l = W_l(p_o, p_l, A_l) \quad (5)$$

で与えられる。式(2)～(5)は式(1)の関数を表す。ここでは $W_l$ は負荷流量で、 $p_l$ 、 $A_l$ は負荷側の圧力と負荷オリフィス開口面積である。圧力・流量特性の勾配 $\partial p_o / \partial W_s$ は主弁に関する力の釣合式(6)と主弁を通る流量式(7)とそれらの微分式(8)から着手し、圧力流量特性に関する因子を見出し、理論と実験の両面より解析した。

$$f_s = K_n(y_o - y) - K_s(z_o + z) + A_{pn}(p_n - p_o) - A_v(p_o - p_e) - A_s(p_s - p_o) + M_v g - f_l \quad (6)$$

$$W_s = C A_{sv}(z, D_s), f_{ws}(p_s, p_o) \quad (7)$$

$$\frac{\partial p_o}{\partial W_s} = \frac{-1}{A_{po} - \lambda A_{pn}} \left[ \left( \frac{\partial A_{po}}{\partial z} - \lambda \frac{\partial A_{pn}}{\partial z} \right) \cdot \frac{\partial z}{\partial W_s} p_o + (K_s + K_n) \frac{\partial z}{\partial W_s} + \frac{\partial f_l}{\partial W_s} \right] \quad (8)$$

式(8)の右辺中括弧中の第一項はダイアフラムの有効受圧面積の影響である。第二項は弁内のばねの影響である。第三項は主弁に及ぼす流体力の影響である<sup>3)</sup>。

#### 4 ダイアフラムの有効受圧面積

##### 4.1 ダイアフラム

本研究で対象としている電空圧力変換器のダイアフラムは圧力を力に変換する隔膜にすぎない。Fig. 2 に示すようにダイアフラムは布入りの標準溝付き形のものである<sup>3),4)</sup>。解析の簡単化のため以下のような仮定を設ける。(1)ダイアフラムの断面の長さは一定である(伸びない)。(2)ダイアフラムの変形に対する弾性応力は0とする。(3)圧力により変形されるダイアフラムの断面形状は円弧である。(4)ディスクは上下に平行移動す

る。

ノズル背圧 $p_n > p_o$ の場合のダイアフラムの形状をFig. 3に示す。仮定により、定点 $S_2$ 、 $S_3$ 間のダイアフラムの長さは一定である。膜円弧の円心 $O_1(x_1, y_1)$ (これでダイアフラムの有効受圧面積が決まる)を主弁変位 $z$ の関数として幾何学的に解析した結果をFig. 4に示す。また、この結果を用いて算出したダイアフラムの有効受圧面積は主弁変位によってかなり変化することが判明した<sup>3),4)</sup>。

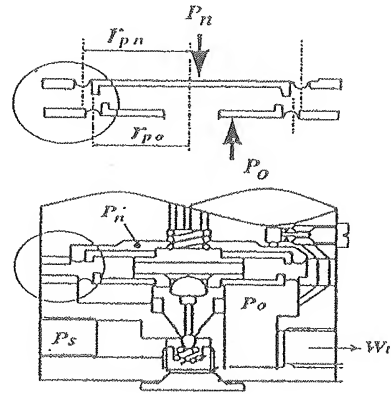


Fig. 2 Disks and diaphragms

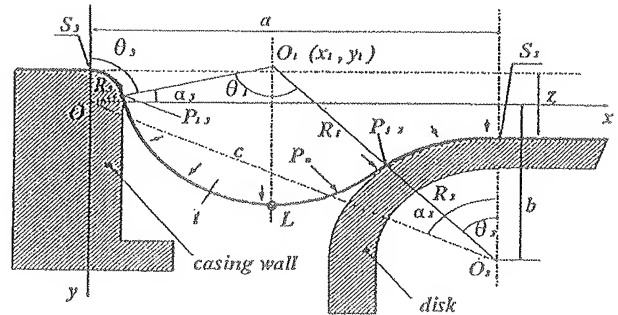


Fig. 3 Sectional view of the diaphragms

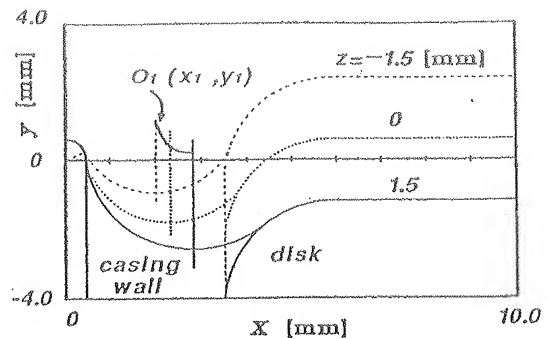


Fig. 4 Locus of the ditch's center

#### 4. 3 ペロフラム

圧力・流量特性を改善するため、Fig. 5 に示すような新しいダイアフラムいわゆるペロフラムを試作し、それを本来のダイアフラムの代わりに電空圧力変換器に取り付けて(Fig. 6)実験を行った。

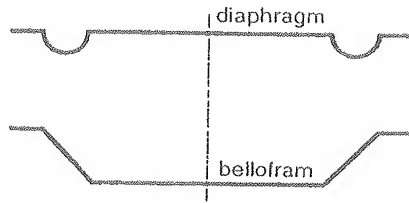


Fig. 5 Diaphragm and Bellofram

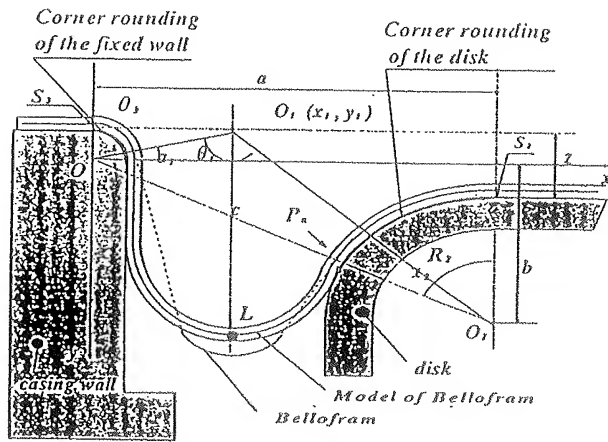


Fig. 6 Sectional view of the Bellofram

#### 4. 4 実験回路及び実験方法

ダイアフラム及びペロフラムの有効受圧面積の変化を実験により求める。Fig. 7 にダイアフラムの有効受圧面積の測定装置の概略図を示す。電空変換器の上部を取り外し、ダイアフラムを固定し、固定オリフィスへの通路を塞いだものを実験装置に取り付ける。設定圧  $p$  を出力圧室にかけた状態でマイクロメータによりダイアフラムを変位させていく。そのときロードセルによりダイアフラムにかかる力  $F_n$  を検出し、それより有効受圧面積  $A_n$  を

$$A_n = F_n / p \quad (9)$$

で算出した。この場合出力圧室の圧力が変化するので、バルブを調整し常に設定圧になるようにした。実際、ダイアフラムにかかる圧力は  $0.4 \sim 2.0 \text{ kg/cm}^2$  であるが、装置の破損などの危険性を考えて、実験をするとき  $0.6 \sim 0.9 \text{ kg/cm}^2$  で行った。ペロフラムを用いて同様に測定を行った。

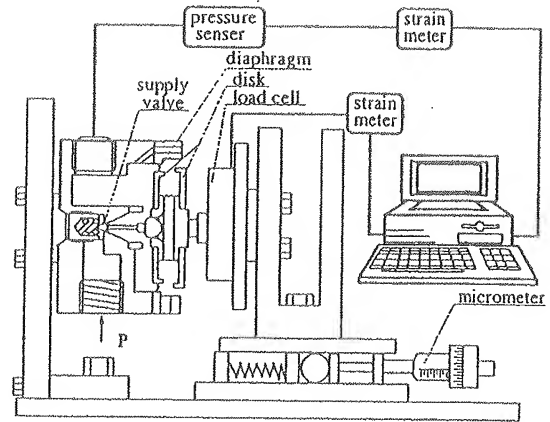


Fig. 7 Apparatus for  $A_n$  vs.  $z$  characteristics

#### 4. 5 実験結果

Fig. 8, 9 にダイアフラム及びペロフラムの有効受圧面積の測定結果を示す。この結果からダイアフラムの形状が変われば、主弁変位によるダイアフラムの有効受圧面積の変化がかなり変わることを解明した。また、ダイアフラムの有効受圧面積について理論解析した結果と実験結果を比較し、Fig. 10 に示している。

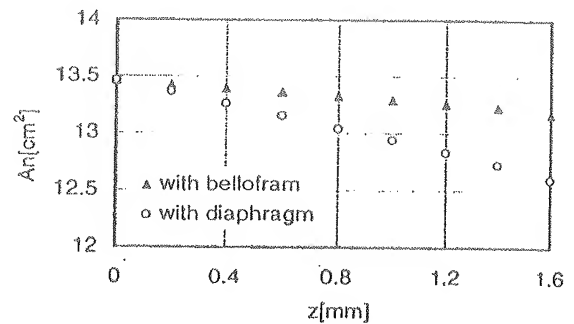


Fig. 8  $A_n$  vs.  $z$  characteristics ( $p=0.6 \text{ kg/cm}^2$ )

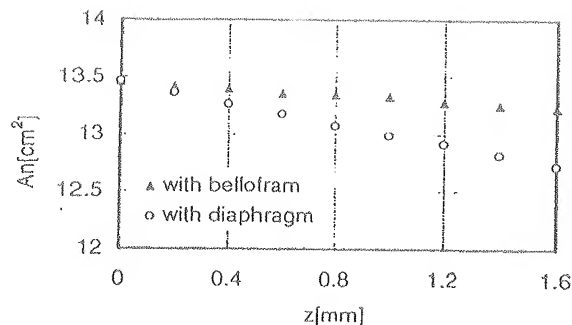


Fig. 9  $A_n$  vs.  $z$  characteristics ( $p=0.9\text{kg/cm}^2$ )

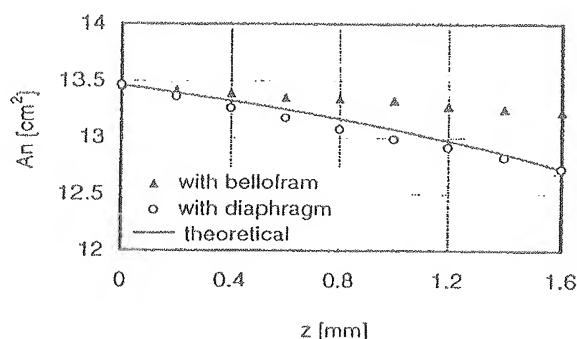


Fig. 10  $A_n$  vs.  $z$  characteristics

## 5 圧力・流量特性

### 5. 1 実験装置及び実験方法

ダイアフラム及びベロフラムを用いた場合の本電空圧力変換器の圧力・流量特性の実験解析を行う。Fig. 11 に実験装置の構成を示す。供給圧を常に 500kPaG に設定し、出力圧は 50, 100, 150, 200kPaG の各種について実験を行った。バルブを開き、流量を流し、出力圧を測定する。出力流量は、ロータ・メータにより標準状態での体積流量として測定した。出力圧は圧力センサを用いて測定した。弁諸元は、

ノズル孔径	... $\phi$ 1.4mm
ディスク面積比	...0.816
固定オリフィス孔径	... $\phi$ 0.4mm
主弁孔径	... $\phi$ 2.92mm

とする。

### 5. 2 実験結果

Fig. 12 にダイアフラム及びベロフラムを用いた場合の圧力・流量特性の実験結果を示す。

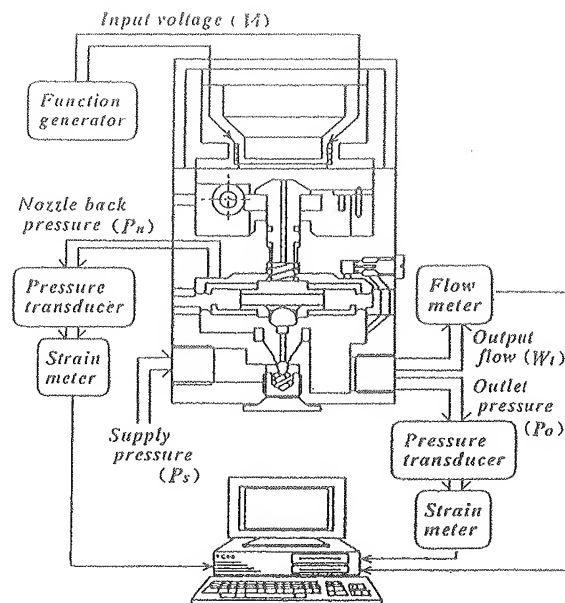


Fig. 11 Test rig of the Pressure vs. flow characteristics

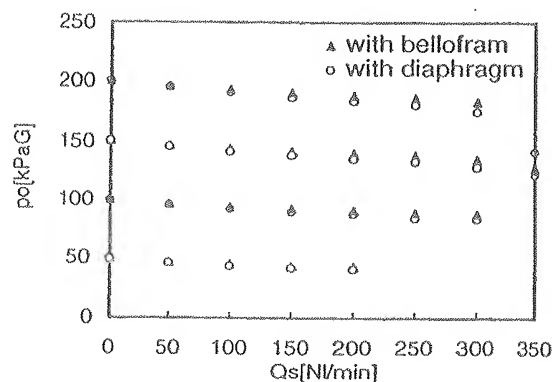


Fig. 12 Experiment results of the pressure versus flow rate characteristics

圧力流量特性を改善するにはそのダイアフラムの形を変えることも有効であることが分かった。

### 5. 3 理論解析結果

3 節及び 4 節に述べた解析方法及び、本電空圧力変換器の解析数学モデル<sup>4),5)</sup>を用いて、収束計算により圧力・流量特性を求め、Fig. 13 に示す。この図から、ダイアフラムを用いた電空圧力変換器の圧力・流量特性に最も影響を与えるのは主弁変位に対応するそのダイアフラムの有効受圧面積の変化であることが解った。ま

た、式(8)中の圧力・流量特性に関係する他の項(主弁に及ぼす流体力とばね)の影響も同図に示し、出力圧の設定値が低い場合その流体力<sup>4)</sup>を無視できないことが分かった。

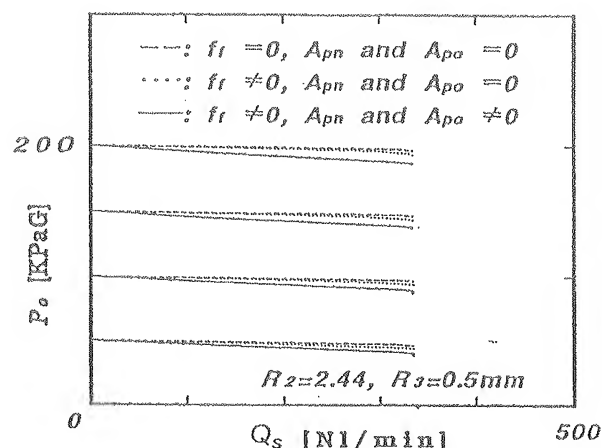


Fig. 13 Pressure vs. flow rate characteristics

## 6. むすび

本研究では力平衡式ノズルフラップ型電空変換器の圧力流量特性について理論解析と実験解析を行い、以下のことが明らかとなった。

1. 圧力流量特性の勾配を表す式を求めた。
2. この弁の圧力流量特性に最も影響を与えるのは主弁変位に対応するそのダイヤフラムの有効受圧面積の変化である。また、圧力流量特性を改善するにはダイヤフラムの形状を変えることも有効である。
3. 圧力流量特性を解析する場合、設定圧が低いとき、主弁を流れる空気が主弁に及ぼす流体力の影響が無視できないことがある。

最後に、機器をご提供いただいた、株式会社藤倉ゴム及び同社の染谷久雄氏に感謝の意を表します。

## 参考文献

- 1) K.ARAKI, N.K.CHEN, A.YUMURO and Y.ISHINO: Pneumatic Circuit of a Nozzle-flapper Type Pressure Control Proportional Valve, FLUCOME'94, (1055/1060), 1994, France

- 2) K.ARAKI, A.YUMURO, N.K.CHEN and Y.ISHINO: Static Characteristics of a Pneumatic Pressure Control Proportional Valve with Nozzle-flapper Mechanism. The Second JHPS on Fluid Power, (719/724), 1993, Japan

- 3) 荒木献次、陳乃克: ダイヤフラムを用いた圧力制御弁の圧力流量特性, 第9回計測自動制御学会流体制御シンポジウム講演論文集 (81/86) 1994

- 4) 陳乃克、荒木献次: 力平衡型ノズルフラップ式電空圧力変換器空気圧回路の静特性解析(第2報 圧力流量特性の理論解析), 「油圧と空気圧」 Vol. 26, No. 3 (343/349), 1995

- 5) 荒木献次、陳乃克、石野裕二: 力平衡型ノズルフラップ式電空圧力変換器空気圧回路の静特性解析 (第1報 ノズルフラップ間隙対出力圧特性), 「油圧と空気圧」 Vol. 26, No. 2 (184/190), 1995